

소형 직교류 열교환기의 열적 특성에 관한 연구

금성민 · 유병훈* · 이관석** · 이승로*†

한라대학교 기계자동차공학부, *인하대학교 기계공학과, **공주대학교 기계자동차공학부
(2013년 1월 29일 접수, 2013년 3월 7일 수정, 2013년 3월 7일 채택)

Thermal Characteristics of Cross-flow Small Scale Heat Exchanger

Sungmin Kum, Byeonghun Yu*, Kwan-Seok Rhee** and Seungro Lee*†

School of Mechanical and Automotive Engineering, Halla University,

*School of Mechanical Engineering, Inha University,

**Division of Mechanical and Automotive, Kongju National University

(Received 29 January 2013, Revised 7 March 2013, Accepted 7 March 2013)

요 약

본 연구의 목적은 예혼합방식의 버너 앞에 소형 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NOx와 CO의 배출특성을 검토하고 열교환기 유용도와 엔트로피 생성수를 실험결과를 바탕으로 계산한 것이다. 실험결과 당량비가 증가할수록 화염온도가 높아지면서 열전달율은 상승한다. 배기가스 오염물질량과 유용도를 고려할 경우 본 실험범위에서의 적정 운전당량비는 0.75이다. 유용도를 증가시키고 엔트로피 생성량을 줄이기 위해서는 연소가스의 열전달량을 증가시켜야 하며 따라서 열교환기 면적을 증가시키는 것이 필요하다고 판단된다.

주요어 : 열교환기, 당량비, 유용도, 엔트로피 생성수

Abstract - This study was experimentally investigated NOx and CO emissions characteristics with various equivalence ratios using premixed type of burner installed small heat exchanger. The effectiveness of heat exchanger and the entropy generation number were also calculated. As results, the heat transfer rate increases with increasing equivalence ratio due to increase the flame temperature. According to the emission characteristics and the effectiveness, the optimal operating equivalence ratio is 0.75 in the range of this experiment. Consequently, the area of the heat exchanger should be increased to reduce the entropy generation number and to increase the effectiveness.

Key words : Heat exchanger, Equivalence ratio, Effectiveness, Entropy generation number

1. 서 론

열교환기는 온도가 서로 다른 유체들 사이에서 에너지 전달을 목적으로 산업분야에서 광범위하게 이용되고 있다. 특히 사용목적에 따라 종류와 모양이 매우 다양한데 열전달형태, 유체의 물성, 유동방향의

배열 및 표면밀집도 등에 따라 분류된다.

열교환기에 대한 연구는 주로 성능 향상 및 소형화에 대한 것인데 대부분의 열교환기는 다수의 원관으로 구성되어 있기 때문에 원관주위에서 열교환이 이루어지며 따라서 원관주위에서 열전달을 촉진시키는 것이 중요하다.

열교환을 촉진시키는 대표적인 방법으로는 환을 부착하여 열전달면적을 증가시키는 방법과 열전달표

†To whom corresponding should be addressed.

School of Mechanical Engineering, Inha University
Tel : 033-760-1217 E-mail : seungrol@inha.ac.kr

면을 다양하게 가공하여 대류열전달계수를 증가시키는 방법[1,2] 등이 있다. 이러한 방법들은 생성된 경계층을 파괴하여 열저항을 감소시키고 난류를 증가시켜 열전달을 촉진시킨다. 또한 tube안에 twisted tape 을 삽입한 후 난류를 증가시켜 열교환기의 효율을 높이는 연구가 있으며[3], 이와 관련하여 vortex generator를 설치하여 열전달을 향상시킴으로서 열교환기의 효율을 높이는 연구[4]도 발표되었다.

열교환기 재질에 대한 연구도 진행되고 있는데 배기열 회수용 관형 열교환기의 재질은 주로 알루미늄이 사용되었으나 경량화 및 부식에 대한 장점이 있는 플라스틱 열교환기에 대한 연구[5] 및 공기중의 열과 수분, 즉 현열과 잠열을 모두 교환함으로써 급배기 엔탈피차의 50~70%를 회수할 수 있는 종이 열교환기에 대한 연구[6]도 발표되었다.

최근에는 MEMS 및 금속과 금속간의 접합강도가 우수한 접합기술이 발전하면서 채널의 수력직경이 1mm 이하인 마이크로 채널 열교환기의 연구[7] 결과가 발표되었다.

열교환기 성능을 향상시키기 위해서는 튜브의 배열도 중요한 요소인데 원관 주위 흐름의 간섭에 의해 열전달이 감소하는 현상을 줄이기 위해 열교환기 튜브를 옆으로 붙이거나[8], 열교환기 튜브뱅크 배열이 열전달특성 미치는 영향에 관한 연구[9]도 보고되었다.

일반적으로 열교환기에서 관 배열 형식은 정열(alined)배열과 엇갈림(staggered)배열로 대별되며, 관 배열에 있어 중요한 인자로는 관지름, 길이방향 관 간격 및 횡방향 관 간격 등이다. 관군 외부 흐름이 관군을 가로지르는 경우 열전달특성은 온도차와 압력강하로 대별되는데 이를 지배하는 인자로는 관 표면에서 발생하는 경계층의 박리와 관에 의한 후류와의 간섭 등이 있다. 정열배열의 경우 압력손실이 작은 반면 열전달성능이 낮고, 엇갈림배열의 경우 압력손실이 크지만 열전달성능은 상대적으로 높은 것으로 알려져 있다.

지금까지 언급한 연구들은 주로 공조용 혹은 발전용 열교환기를 대상으로 연구되고 있기 때문에 열효율향상, 경량화 및 소형화에 초점이 맞추어져 있지만 보일러처럼 열교환기가 버너 앞에 위치할 경우 열교환기 효율도 중요하지만 그에 따른 환경오염물질의 배출특성[10]도 중요하다고 생각된다.

가스터빈과 같이 다량의 연소용 공기를 사용하는

것을 제외하면 보일러 등의 연소기에서 배출되는 NOx는 NO가 대부분이며, NO의 생성기구 및 특성에 관한 연구도 발표되고 있는데 NOx의 발생원으로는 thermal NOx 및 prompt NOx가 있으며, 각각의 저감에 대한 연구가 환경문제의 부각과 더불어 한층 가속화되고 있다. 저 NOx를 얻기 위한 방법으로는 저공기연소비, 연소실 열부하 저감, 연소용 공기온도의 저감 등 운전조건에 의한 방법과 배기가스재순환, 다단연소 등의 연소방식을 변경하는 방법이 있다.

본 연구에서는 콘덴싱 보일러에 적용할 열교환기의 기초자료로 활용하기 위해 비예혼합화염보다 화염 길이가 짧고 당량비 조절을 통해 NOx 및 CO 배출을 제어할 수 있는 예혼합방식의 버너 앞에 소형 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NOx와 CO의 배출특성을 검토하고 열교환기 유용도와 엔트로피 생성수를 실험적으로 검토하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2-1 버너 및 열교환기의 구조

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 버너와 열교환기의 개략도이다. 버너의 연소표면은 금속소결체(SFFP, ϕ 1-4pitch, 2.2t, Porosity 83%, FiberTech)이며 버너의 크기는 160mm×147mm(연소면의 크기는 96mm×83mm)로서 일반 콘덴싱 보일러 연소기의 약 1/4크기이고 이때 발열량은 5.8kW이다. 열교환기는 SUS 304로 제작하였고 열교환기는 지름 8mm 길이 116mm인 관을 8개씩 4줄로 배열하였으며, 관과 관 사이의 거리는 15mm이다. 버너와 열교환기 사이의 거리는 30mm로 정하였는데 이것은 버너 부하량이 5.8kW일때 당량비 변화에 따라 버너표면에서 화염의 길이가 약 10~20mm로 확인되었기 때문에 만약 버너와 열교환기 사이의 거리를 20mm로 할 경우 열교환기 첫 번째 관이 화염과 직접 접촉하여 CO 배출량이 급격하게 증가하는 것을 방지하기 위해서이다. 버너의 연소방식은 예혼합방식으로서 연료는 LNG를 사용하였다.

2-2 실험장치 및 방법

Fig. 2는 실험장치의 개략도이다. 연소용 공기는 컴프레서를 통해 공급되며 각각 서지탱크 및 필터를 통과하고 정밀레귤레이터를 통해 일정압력으로 질량

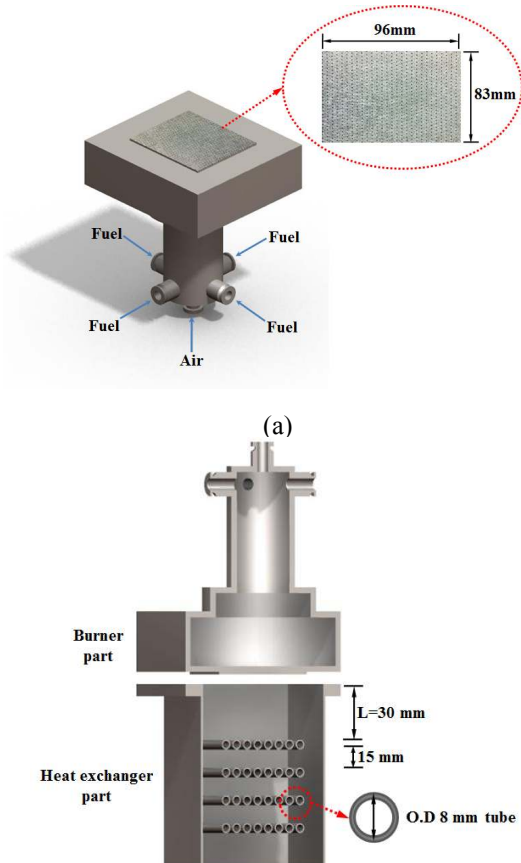


Fig. 1. Schematic structure of burner and heat exchanger

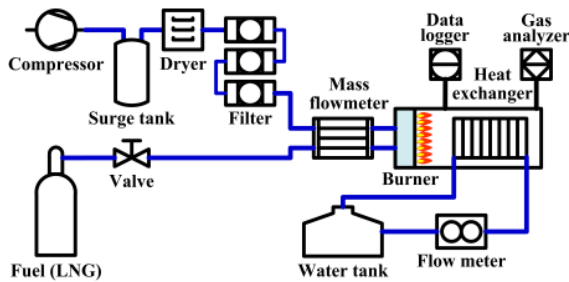


Fig. 2. Schematic diagram of the experimental apparatus

유량계(MFC Tylan FC 280)로 들어온다. 연료인 LNG도 펌프에서 레귤레이터를 통과하여 질량유량계에 의해 공급되며 버너 상부에서 혼합된다. NO_x 및 CO의 배출농도 측정은 연소가스 분석기(Testo 340, TESTO)로 측정하였다. 열교환기 입출구의 물 유량은 디지털유량계(RT375MI-LPM1)를 사용하였고, 물 온도 및 배기가스 온도를 측정하기 위해 열전대(T, R

Table. 1. Experimental condition

열교환 방식	대향류
당량비	0.65, 0.7, 0.75, 0.8, 0.85
버너 열량(kW)	5.8

Table. 2. Detailed value of flow rates for fuel, air and water

Equivalence ratio	Flow rate		
	Fuel (m ³ /h)	Air (m ³ /h)	Water (kg/h)
0.65	0.48	7.728	252
0.70		7.176	
0.75		6.698	
0.80		6.279	
0.85		5.910	

Table. 3. Effectiveness uncertainty analysis

X_i	Unit	Value	δX_i	$(\frac{\delta X_i}{X_i} \frac{\partial \epsilon}{\partial X_i}) \times 100(\%)$
$T_{w,i}$	°C	14.60	0.63	5.02
$T_{w,o}$	°C	28.70	0.55	4.43
$T_{g,i}$	°C	1329.90	58.50	5.05
m_w	kg/h	252.00	2.21	1.00
m_g	kg/h	9.02	0.35	4.41
Total ϵ Uncertainty : $\delta\epsilon/\epsilon = 5.09$				

type)를 부착하여 데이터로거(HP 34970A)에 연결한 후 정상상태에서 5회 측정한 평균값을 사용하였다.

실험조건은 Table. 1과 같으며 당량비는 실용연소기의 운전범위를 고려하여 0.65, 0.7, 0.75, 0.8, 0.85까지 변화시켰고 당량비 변화에 따른 연료량, 공기량 및 물 유량은 Table. 2와 같다. 실험에서 사용한 질량유량계, 연소가스 분석기, 디지털유량계 및 데이터로거의 정밀도는 각각 $\pm 1\%$, $\pm 5\%$, $\pm 2\%$, $\pm 1\%$ 이다.

실험결과에 대한 불확실도 해석(uncertainty analysis)을 위하여 Kline[11]의 방법을 사용하였다. 계산한 결과 Table. 3에 의하면 당량비 0.75일 때 열효율의 불확실도는 5.09%이다. 이때 열교환기 물 입구온도($T_{w,i}$)의 불확실도가 가장 크게 나타나고 물 유량(m_w)의 불확실도가 가장 낮게 나타났다.

3. 실험데이터 처리 방법

열교환기 고온측과 저온측에서 교환되는 열량 Q 는 식 (1)로 나타낼 수 있고 대수평균온도차 (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD)는 식 (2)과 같이 계산하였으며, 식 (3)의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 대수평균온도차와 식 (4)의 평균열전달율을 이용하여 계산하였다.

$$Q_h = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,i} - T_{g,o}),$$

$$Q_c = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (1)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2)$$

대향류인 경우

$$\Delta T_1 = T_{g,i} - T_{w,o}, \Delta T_2 = T_{g,o} - T_{w,i} \text{이다.}$$

$$U = \frac{Q_m}{A_s \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

$$Q_m = \frac{Q_g + Q_w}{2} \quad (4)$$

그리고 고온부와 저온부 작동유체의 열전달 유용도(effectiveness)는 식 (5)와 같이 구하였다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_g (T_{g,i} - T_{g,o})}{C_{min} (T_{g,i} - T_{w,i})} = \frac{C_w (T_{w,o} - T_{w,i})}{C_{min} (T_{g,i} - T_{w,i})} \quad (5)$$

$$C_g = \dot{m}_g C_{p,g}, C_w = \dot{m}_w C_{p,w} \quad (6)$$

여기서 C_{min} 은 C_g 와 C_w 중에서 작은 쪽의 열용량으로 정의한다.

열교환 과정에서 엔트로피 생성(entropy generation)은 식 (7)로 나타낼 수 있는데 식 (7)의 오른쪽 두항은 열전달 비가역성을 나타내고, 마지막 두항은 유체마찰의 비가역성을 나타낸다. 본 연구에서는 유체마찰의 비가역성은 검토하지 않았다. 따라서 엔트로피 생성[12, 13]은 식 (8)로 계산하였다. 엔트로피 생성수(entropy generation number)는 식 (9)와 같다

$$\dot{S}_{gen} = C_g \ln \frac{T_{g,o}}{T_{g,i}} + C_w \ln \frac{T_{w,o}}{T_{w,i}} \quad (7)$$

$$- (\dot{m}_g R_g) \ln \frac{P_{g,o}}{P_{g,i}} - (\dot{m}_w R_w) \frac{P_{w,o}}{P_{w,i}}$$

$$\dot{S}_{gen} = C_g \ln \frac{T_{g,o}}{T_{g,i}} + C_w \ln \frac{T_{w,o}}{T_{w,i}} \quad (8)$$

$$N_s = \frac{\dot{S}_{gen}}{C_{min}} \quad (9)$$

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 당량비 변화에 따른 CO와 NOx의 배출특성을 나타낸 것으로 CO 배출량은 당량비가 증가할수록 높게 나타나는데 이것은 당량비가 증가할수록 CO를 산화 시킬수 있는 O2의 유효성이 감소하고 또한 높아지는 화염온도 때문에 CO2가 CO로 해리[14]되는 경향이 강해지기 때문이다. 당량비별 CO 배출량을 살펴보면 당량비 0.75 이하일 때 약 85ppm 이하로 나타난다. NOx 배출량 역시 당량비가 증가할수록 높아지며 이것은 당량비가 증가할수록 화염온도가 높아지기 때문이며 당량비별 NOx 배출량을 살펴보면 당량비 0.75 이하일 때 약 32ppm 이하로 나타난다. 일반적으로 예혼합방식의 콘덴싱보일러 CO배출량은 약 100~150ppm, NOx 배출량은 30~40ppm 정도로 알려져 있는데 이 기준을 근거로 할 때 적정 운전당량비는 0.75이하(CO는 약 85ppm 이하, NOx는 40ppm 이하)로 판단된다.

Fig. 4는 당량비 변화에 대한 열전달율을 나타낸 것으로 당량비가 증가할수록 화염온도가 높아지면서 열전달율은 조금씩 상승한다. 당량비 0.65인 경우 연소가스 유량은 본 실험범위내에서 가장 많지만 이로 인해 화염온도는 낮아지기 때문에 열전달율은 가장 낮게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 5는 열교환기의 성능을 나타내는 지표이면서 열에너지 이용을 최대화 하여 설계변수를 찾는데 사용되는 유용도를 나타낸 것으로 대향류 열교환기에서 유용도는 열용량과 관련이 있다. 그림에서 당량비가 높아질수록 고온측의 온도가 높아지기 때문에 유용도는 증가한다. 유용도는 실제 열전달율의 최대 가능한 열전달율에 대한 비로 정의되기 때문에 본 실험범위에서 최적 조건을 판단할 수 있는 중요한 인자이다.

Fig. 6은 열교환과정에서 일어나는 엔트로피 생성

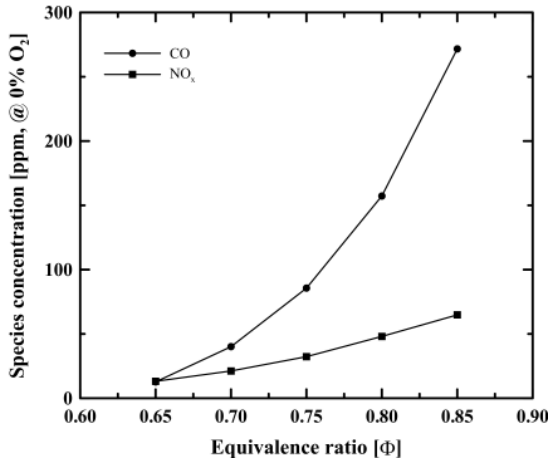


Fig. 3. Variation of CO and NOx emission with equivalence ratios

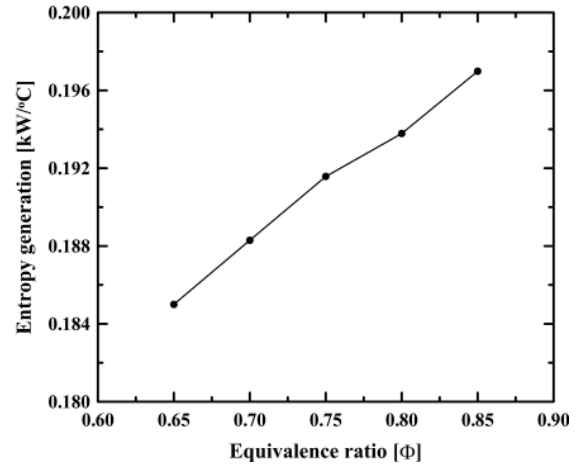


Fig. 6. Variation of entropy generation with equivalence ratios

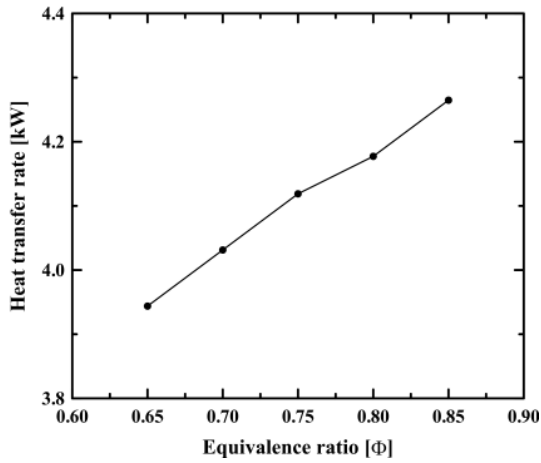


Fig. 4. Variation of heat transfer rate with equivalence ratios

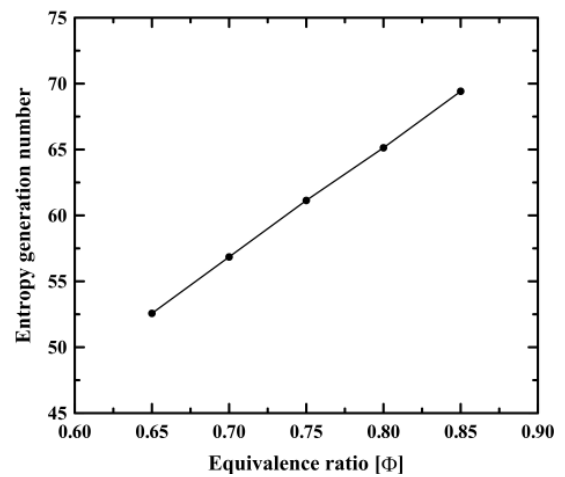


Fig. 7. Variation of entropy generation number with equivalence ratios

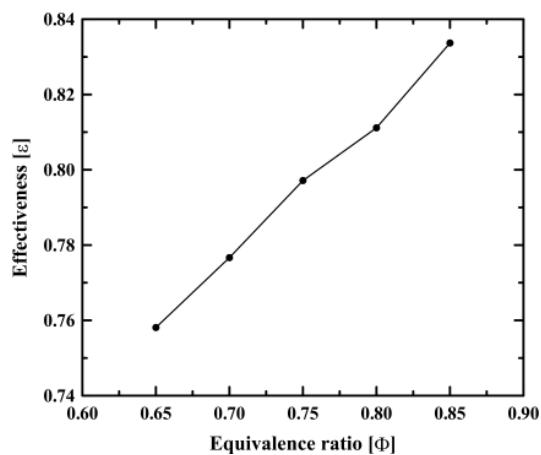


Fig. 5. Variation of effectiveness with equivalence ratios

(\dot{S}_{gen})을 나타낸 것이다. 엔트로피 생성은 항상 양의 값을 가지며 가역과정에서는 그 값이 0이 된다. 만약 동일한 열역학적 개방계의 성능분석에서 엔트로피 생성값이 커진다면 비가역성도 커졌음을 의미한다. Fig. 6에서 당량비가 증가할수록 엔트로피 생성도 증가하는데 이것은 당량비가 증가할수록 $\Delta T_g (= T_{g,i} - T_{g,o})$ 및 $\Delta T_w (= T_{w,o} - T_{w,i})$ 가 커지며 또한 식 (8)에서 물의 열용량인 C_w 가 연소가스의 열용량 C_g 보다 크기 때문이다.

이 결과를 Fig. 5의 유용도 분포와 함께 분석해 보면 당량비가 증가할수록 유용도가 증가하고 이와 함께 비가역성분인 엔트로피 생성도 같이 증가한다. 즉 당량비가 증가하면 연소가스의 온도가 높아지기 때문

에 열교환기의 유용도는 증가하지만, 만약 열교환기 내부에서 충분한 열교환이 이루어지지 않는다면 배출 배기가스의 온도도 상승하기 때문에 버려지는 열량이 많아져 엔트로피 생성도 그 만큼 커진다. 따라서 본 실험조건에서 엔트로피 생성을 줄일려면 열교환면적을 더 크게 해야 한다. 또한 이 결과를 식 (8)에서 설명하면 식 (8)에서 열교환 면적을 크게 할 경우 $\Delta T_w (= T_{w,o} - T_{w,i})$ 가 증가($T_{w,o}$ 는 상승)하지만 $\Delta T_g (= T_{g,i} - T_{g,o})$ 도 증가($T_{g,o}$ 는 감소)하기 때문에 식 (8)의 우측 첫 번째 항인 $C_g \ln \frac{T_{g,o}}{T_{g,i}}$ 값이 더 작아지면서 엔트로피 생성은 줄어든다.

Fig. 7은 엔트로피 생성수(N_s)를 나타낸 것으로 당량비가 증가하면서 N_s 도 증가한다. 일반적으로 열교환기의 열 및 유체유동 과정에서 일어나는 손실은 온도차와 마찰에 의한 것이며, 따라서 비가역량과 관련된 이들 손실을 최소화하는 것이 무엇보다 중요하다. Bejan[13]은 이 두가지 손실을 최소화하는데 필요한 인자를 N_s 라고 정의하였는데 본 연구에서 유체마찰에 의한 압력손실을 무시하였기 때문에 N_s 는 \dot{S}_{gen} 과 C_{min} 의 비로 나타낼 수 있으며 N_s 를 최소화하는 것이 중요하다고 판단된다.

5. 결 론

본 연구는 콘덴싱 보일러에 적용할 열교환기의 기초자료로 활용하기 위해 비예혼합화염보다 화염길이 가 짧고 당량비 조절을 통해 NOx 및 CO 배출을 제어할 수 있는 예혼합방식의 버너 앞에 소형 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NOx와 CO의 배출특성을 검토하고 열교환기 유용도와 엔트로피 생성율을 실험적으로 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 당량비가 증가할수록 화염온도가 높아지면서 열 전달율은 상승한다.
- (2) 배기가스 오염물질량과 유용도를 고려할 경우 본 실험범위에서의 적정 운전당량비는 0.75(CO는 약 85ppm 이하, NOx는 40ppm 이하)로 판단된다.
- (3) 유용도를 증가시키고 엔트로피 생성량을 줄이기 위해서는 연소가스의 열전달량을 증가시켜야 하

며 따라서 열교환기 면적을 크게 하는 것이 필요하다고 판단된다.

참고문헌

1. Peng B, Wang QW, Zhang C, Xie GN, Luo, LQ, Chen QY, Zeng M, An experimental study of shell-and tube heat exchangers with continuous helical baffles. ASME J Heat Transfer 2007;129:1425-1431.
2. Pongsoi P, Pikulkajorn S, Wang CC, Wongwises S, Effect of fin pitche on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a multipass parallel and counter cross-flow configuration. Int J Heat and Mass Transfer 2011;54:2234-2240.
3. Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard P, Promvongse, P, Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. Int Communications in Heat and Mass Transfer 2010;37:39-46.
4. Kotcioglu I, Caliskan S, Cansiz A, Baskaya S, Second law analysis and heat transfer in a cross-flow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator. Energy 2010;35:3686-3696.
5. Yoo, S. Y., Chung, M. H., Kim, K. H. and Lee J. M., 2005, "An Experimental Study on the Performance of plastic Plate Heat Exchanger," The Magazine of SAREK, Vol. 17, No. 2, pp. 117~124.
6. Yoo, S. Y., Kim, J. H., Chung, M. H. and Jie, M. S., 2008, "A Study on the Performance Prediction of Paper Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery," The Magazine of the SAREK, Vol. 20, No. 6, pp. 372~380.
7. Lee, H. S., Jeon, D. S., Kim, Y. L. and Kim, S. C., 2010, "Experimental Study of Evaporative Heat Transfer Characteristics of R-134a with Channel-Bending Angle in Microchannel Heat Exchangers," Trans. of the KSME(B), Vol. 34, No. 6, pp. 635-642.
8. Jeon, Y. H., Kim N. J. and Kim J. B., 2005, "A

- Study on the Performance of a Cross-Flow Heat Exchanger by Tube Array Change," *Journal of Energy Engineering*, Vol 15, No. 1, pp. 28~34.
9. Jun, Y. D., Nam, M. H., Koo, B. S. and Lee K. B., 2009, "Numerical Simulation of Heat transfer Characteristics of Tube Banks with Non-convectonal Arrangement," *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 1129~1134.
 10. Kang, S. K., Choi, K. S. and Yoon, J. Y., 2009, "Characteristics of Combustion and Heat Transfer of Domestic Gas Boiler Equipped with 2-stage Heat Exchanger," *Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting*, pp. 386~389.
 11. Kline SJ, McKlintock FA. Describing uncertainty in single sample experiments. *Mechanical Engineering*. 1953; 75: 3-8.
 12. Bejan, A., *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, Boca Raton, FL, 1996.
 13. Bejan, A. *Entropy generation through heat and fluid flow*, Wiley, 1982.
 14. 박준규, 이석희, 정영식, 금성민, 이창언, 응축 가스보일러의 연소기와 열교환기의 최적화 연구. 한국에너지공학회 200년도 춘계학술발표회 논문집, 2000, pp. 201-207.